

# BRUCH DER KÖNIGSWELLE EINER 6300 T - PRESSE

**P. Hübner\*, U. Mahn\*, J. Arndt\*\***

\*) Hochschule Mittweida, Mittweida

\*\*) NET AG system integration, Leipzig

## **Zusammenfassung:**

Die bruchmechanische Analyse des Bruches einer Königswelle zeigt, dass der Ermüdungsriß von einer Fehlstelle ausging und durch die Betriebsbeanspruchung gewachsen ist. Die errechneten Lebensdauerwerte decken sich mit den tatsächlich erreichten.

**Stichwörter:** Schadensanalyse, Königswelle, Ermüdungsrißwachstum

# FRACTURE OF AN UPRIGHT SHAFT OF A 3600 T - SOLID FORMING PRESS

## **Abstract:**

The fracture mechanics analysis of the rupture of an upright shaft shows that the fatigue crack originated from a defect was able to grow with the operational stress. The calculated and actual lifetime are the same

**Keywords:** failure assessment, upright shaft, fatigue crack propagation

## **Einleitung**

Schadensfälle an zentralen Fertigungseinrichtungen sind für den Betreiber stets ein gravierendes Ereignis, da sie immer zu längeren Produktionsausfällen und damit verbunden zu hohen Kosten führen. Im vorliegenden Fall wird über den Bruch der sogenannten Königswelle einer 6300 t Presse berichtet, auf der Gesenkschmiedeteile vorrangig in mehreren Stufen hergestellt werden. Die Königswelle ist die Hauptantriebswelle, die direkt vom Schwungrad der Presse gespeist wird und mithilfe zweier Pleuel den Stößel der Presse antreibt. Sie ist auf Torsion, Schub und Biegung beansprucht.

Der Schaden ereignete sich vor einigen Jahren in einem sächsischen Unternehmen. Im Folgenden sollen die Entstehungsgeschichte und das Wachstum des Risses bis zum finalen Bruch rekonstruiert werden.

## **Symptomatik des Schadens**

Im laufenden Betrieb der genannten Presse wurde festgestellt, dass die Gratdicke der hergestellten Schmiedeteile immer weiter zunahm. Die Vergrößerung der Gratdicke folgt aus einem zunehmenden Abstand zwischen Tisch und Stößel der Presse, unter Einwirkung der Schmiedekräfte. Da zunächst ausgeschlossen werden konnte, dass aus irgendeinem Grunde die

Umformkräfte deutlich zugenommen hatten, musste die Steifigkeit der Presse gesunken sein. Im Rahmen einer ersten Abstellmaßnahme wurden zunächst die Pressenzuganker nachgespannt (weiße Kreise). Dies half das Problem scheinbar zu lösen, allerdings sank bereits nach kurzer Zeit die Steifigkeit der Presse weiter.

Kurz darauf kam es zu weiteren Störungen. Die Presse ging immer wieder in den Störmodus, weil die Differenz zwischen Stößelstellung und Kurbelwinkellage zu groß wurde. Der Fehler war allerdings nicht reproduzierbar. Das Nachstellen der Sensoren brachte keinen dauerhaften Effekt. Eine Überschreitung der Pressenkräfte konnte nicht festgestellt werden, da für jeden einzelnen Zuganker die Kräfte separat gemessen und archiviert wurden (Ablage erfolgte in der SPS). Schlussendlich konnte die Presse nicht mehr in Betrieb genommen werden. Nach jedem Neustart kam das „Not aus“ der SPS.

Nach der Demontage der Kurbelwelle wurde das komplette Ausmaß des Schadens sichtbar (Bild 1 gelber Kreis). Die Vermutung des Herstellers der Presse, bezüglich einer Überlastung, konnte durch Auslesen der Sensorwerte aus der SPS ausgeschlossen werden. Das Schadensbild der Buchfläche ließ auf einen Dauerbruch mit Vorschäden schließen, Bild 2.

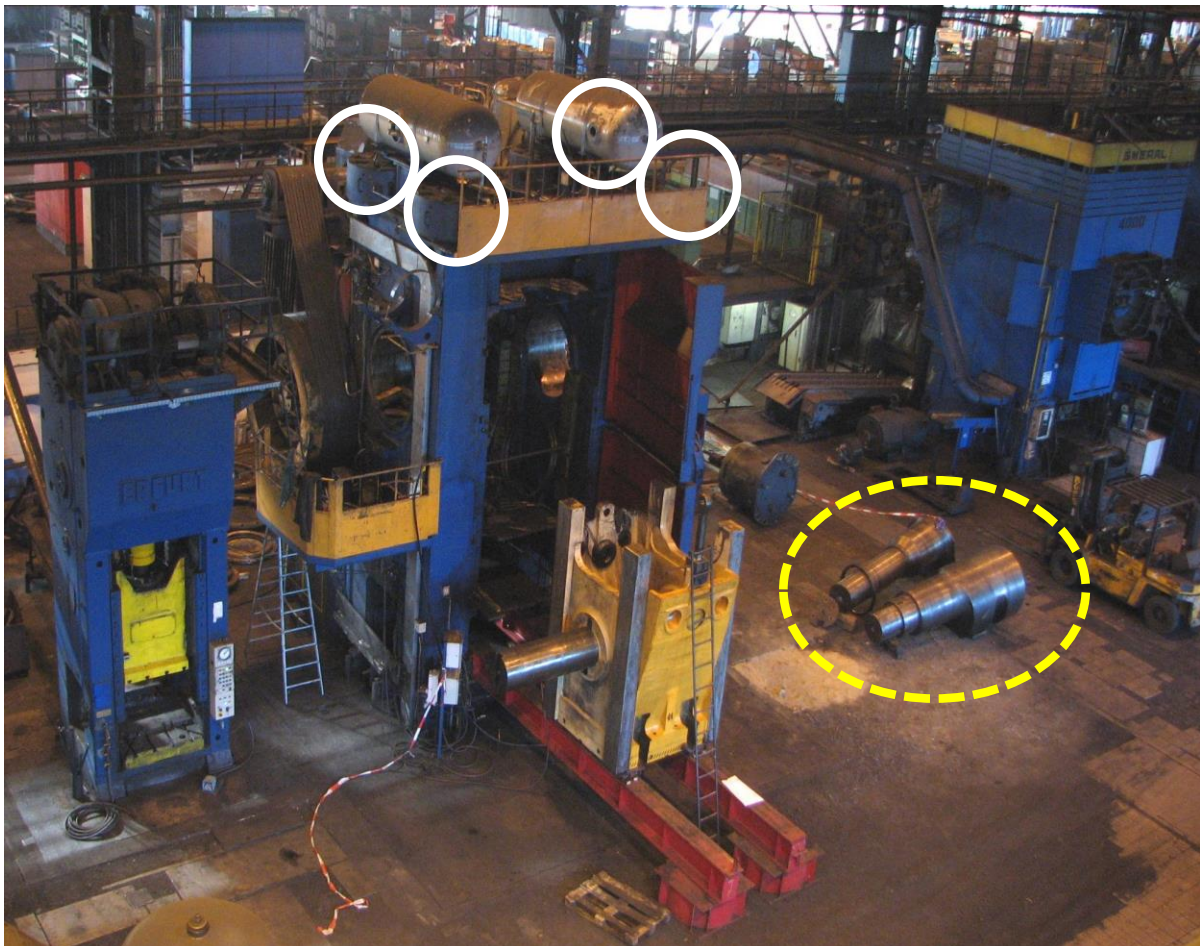


Bild 1: demontierte Presse mit gebrochener Königswelle



Bild 2: Bruchbild der Königschwelle

### Strukturmechanische FE-Berechnungen zur Untersuchung von Schwachstellen

In einem 1. Schritt erfolgten strukturmechanische Berechnungen zur Untersuchung von Schwachstellen. Dazu wurde zunächst ein CAD-Modell aus vorhandenen Unterlagen bzw. gemessenen Werten der defekten Welle erstellt. Die Welle enthält in der Mitte die 2 Nocken, an denen die Pleuel angreifen. Daneben sind die beiden hydrodynamischen Lagerungen angebracht, die gemeinsam die komplette Presskraft aufnehmen müssen. Am linken Ende wurde der Antrieb, der in der Presse mit einem Schwungradsystem realisiert war, vereinfacht mit einer Passfedernut modelliert. Der reale Aufbau war zwar komplizierter, für die korrekte Aufbringung eines Momentes im mittleren Teil der Königschwelle führte diese Modellierung zum gleichen Spannungszustand und war damit geeignet.

Abmessungen der Königschwelle:

Gesamtlänge: 5.050 mm

Größter Durchmesser (Pleuel): 1.200 mm

Lagerdurchmesser: 800 mm

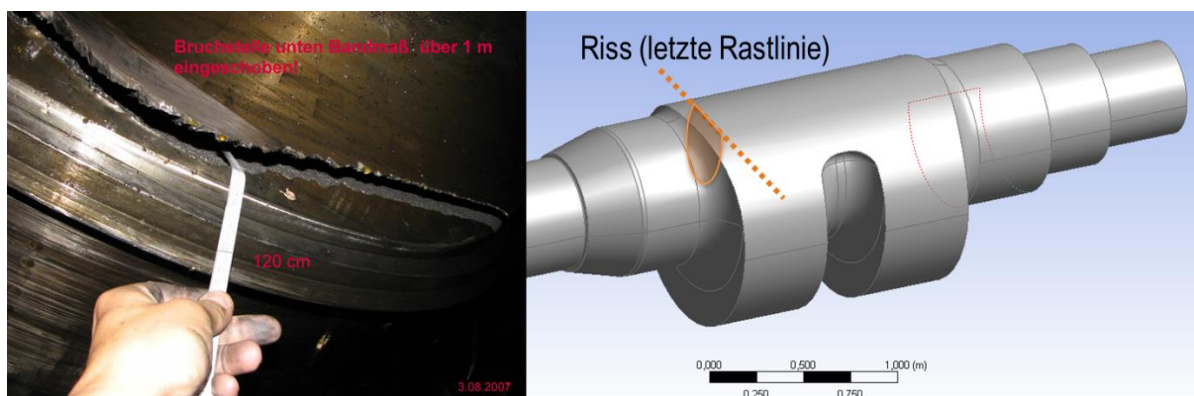


Bild 3: festgestellter Riss in der Königschwelle und CAD Modell mit eingezeichnetem Ort des Risses



Für die Lasteinleitung wurden zwei Fälle betrachtet. Die Nennkraft einer Presse ist ab 30° Kurbelwinkel vor dem unteren Totpunkt (UT) vorhanden. Diese Konfiguration wurde als 1. Lastfall angesetzt. Da es keine Hinweise auf eine Überschreitung der maximal zulässigen Last während der Umformung gibt, wurde als 2. Konfiguration die Nennkraft von 6300 t im unteren Totpunkt angesetzt.

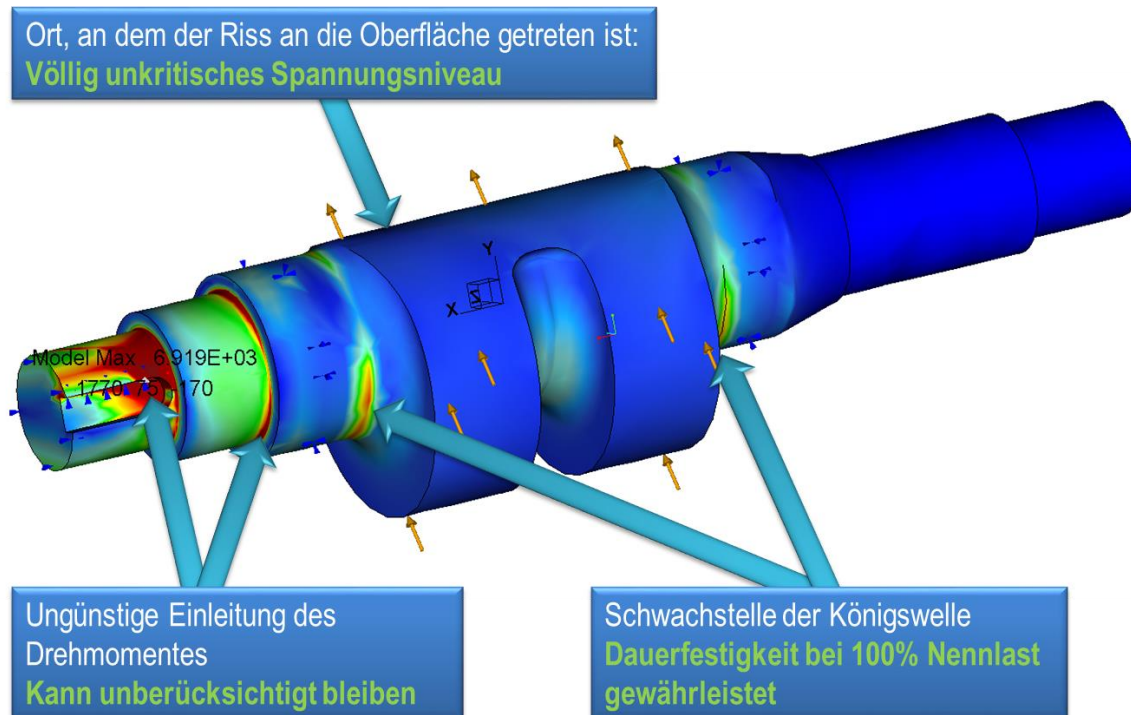


Bild 4: Modell der Königswelle mit Randbedingungen am Lastfall 2 (UT), Darstellung der Vergleichsspannung nach Mises

Die Ergebnisse der Spannungsanalyse zeigen, dass die Königswelle nur im Bereich der Kerbübergänge höher ausgelastet ist. In allen anderen Bereichen ist die Spannung so niedrig, dass eigentlich keine Schädigung möglich ist. Auf der Bruchfläche (Bild 2) ist jedoch zu erkennen, dass der Riss in der Tiefe, von etwas mehr als 200 mm von der Bauteiloberfläche aus, an einer Ungänze entstanden sein muss und sich zunächst von dort, als kreisförmiger Riss in radialer Richtung, bis zur Oberfläche ausgebreitet hat. Bei Erreichen der Oberfläche hat er sich in wenigen Lastzyklen zur Form eines halbelliptischen Risses geöffnet. Bei den Abmessungen von ca. 100 mm (kleiner Halbmesser, tangential) und 210 mm (großer Halbmesser in Tiefenrichtung) ist die letzte Rastlinie zu erkennen. Danach ist die Königswelle in Form eines Sprödbruches fast völlig durchgerissen.

Diese Berechnungen wurden mit Creo/Simulate durchgeführt, wobei durch die dort verwendete p-Methode 1635 Elemente mit entsprechend hohem Polynomansatz zum Einsatz kamen. Die Berechnung dauerte nur etwas mehr als 5,5 Minuten, wobei knapp 1 GB RAM benötigt wurde. Da in weiterer Folge bruchmechanische Berechnungen mit dem Programm ANSYS durchgeführt wurden, erfolgte die gleiche Analyse auch mit diesem Programm. Mit der dort umgesetzten h-Methode kamen 1.268.125 Elemente mit quadratischem Ansatz zum Einsatz. Die

Rechenzeit dauerte mit knapp 7,5 Minuten nur moderat länger. Auch der zusätzlich benötigte Arbeitsspeicher war nicht signifikant. Die Ursache ist hauptsächlich in den dünner besetzten Matrizen bei der h-Methode zu suchen.

## Bruchmechanische Analyse

Die Bruchmechanik kann als Erweiterung der klassischen Festigkeitsrechnung betrachtet werden, welche eine als Spannung ausgewiesene Beanspruchung mit der Beanspruchbarkeit in Form einer zulässigen Spannung vergleicht. Die Erweiterung besteht darin, dass Risse mit definierten Abmessungen in die Festigkeitsbewertung einbezogen werden. Das geschieht z.B. über die Definition von Rissspitzenparametern  $K$ , welche die Beanspruchung an der Rissspitze beschreiben. Die bruchmechanischen Widerstandswerte  $K_{Ic}$  werden mit speziellen Werkstoffprüfverfahren an angerissenen Proben ermittelt und sind abhängig vom Werkstoffverhalten.

In Abhängigkeit des Spannungszustandes im Umfeld des Risses können drei verschiedene Rissmodi definiert werden und die zugehörigen Rissspitzenparameter  $K_I$ ,  $K_{II}$  und  $K_{III}$  bestimmt werden. Die schadhafte Stelle in der betrachteten Königswelle ist sowohl auf Biegung beansprucht als auch signifikant auf Schub. Zur bruchmechanischen Analyse wurden die 5 Rissgeometrien und Größen nach Bild 5 angenommen und die Rissspitzenparameter  $K_I$ ,  $K_{II}$  und  $K_{III}$  bestimmt. Dazu wurden 5 Stadien eines kreisförmigen Risses, angefangen vom 20 mm kleinen Startriss bis hin zum Riss, vor dem Durchschlag mit einem Durchmesser von 180 mm, eingebracht.

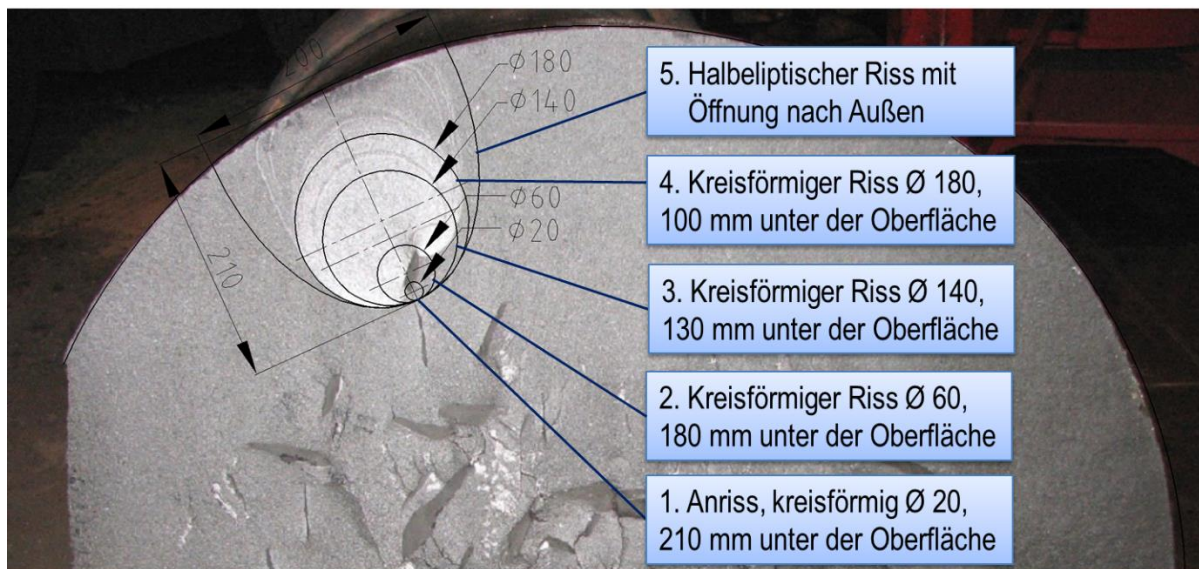


Bild 5: Ableitung von zu modellierenden Rissgeometrien für die FE-Berechnungen

Die Berechnung erfolgte mit dem Programm ANSYS, wobei vorvernetzte (manuell vernetzte) Risse zum Einsatz kamen. Der finale halb elliptische Riss wurde mit der dafür vorgesehenen automatischen Methode eingebracht (Bild 7). Da die K-Lösungen aufgrund des hohen

Schubanteils signifikante Beträge in Modus I, II und III aufwiesen, wurde aus den Einzelwerten ein Vergleichsspannungsintensitätsfaktor  $K_V$  errechnet.

Hierfür wurde der Ansatz nach Richard verwendet [1]:

$$K_V = \frac{K_I}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{K_I^2 + 4 \cdot (1,155 \cdot K_{II})^2 + 4 \cdot K_{III}^2}$$

Durch die Schubbeanspruchung im Umfeld des Risses wechselt der Modus der Rissöffnung von Modus II zu Modus III und umgekehrt je nach Lage am Umfang des Kreisrisses (Bild 6).

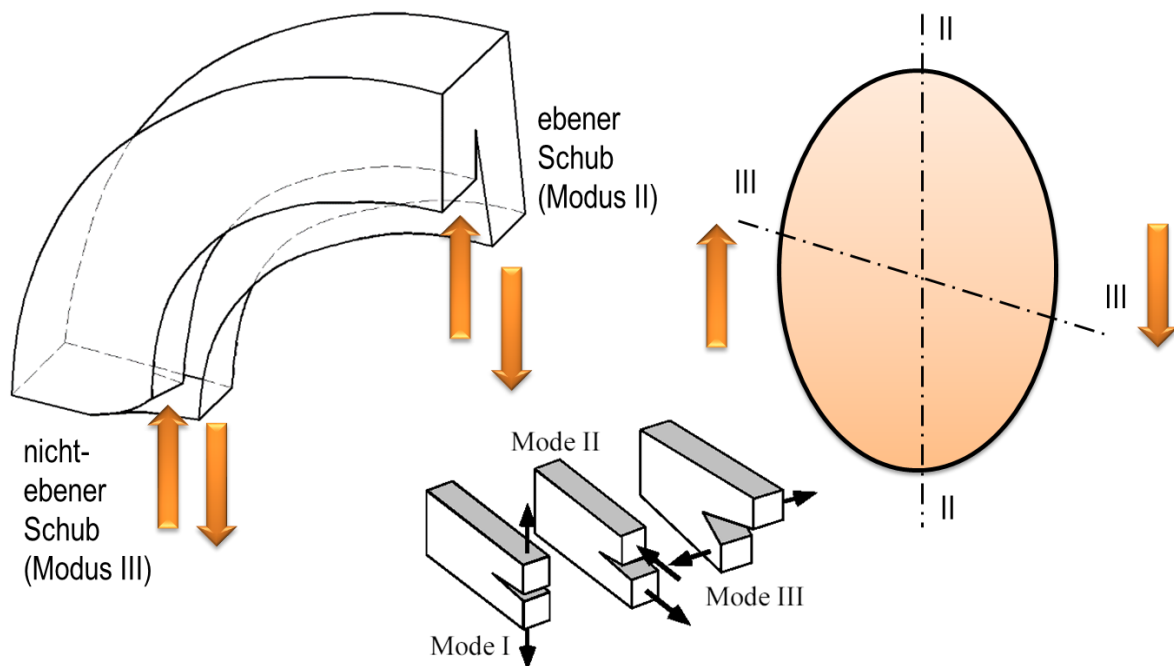


Bild 6: Beanspruchung und Riss-Modus am kreisförmigen Riss

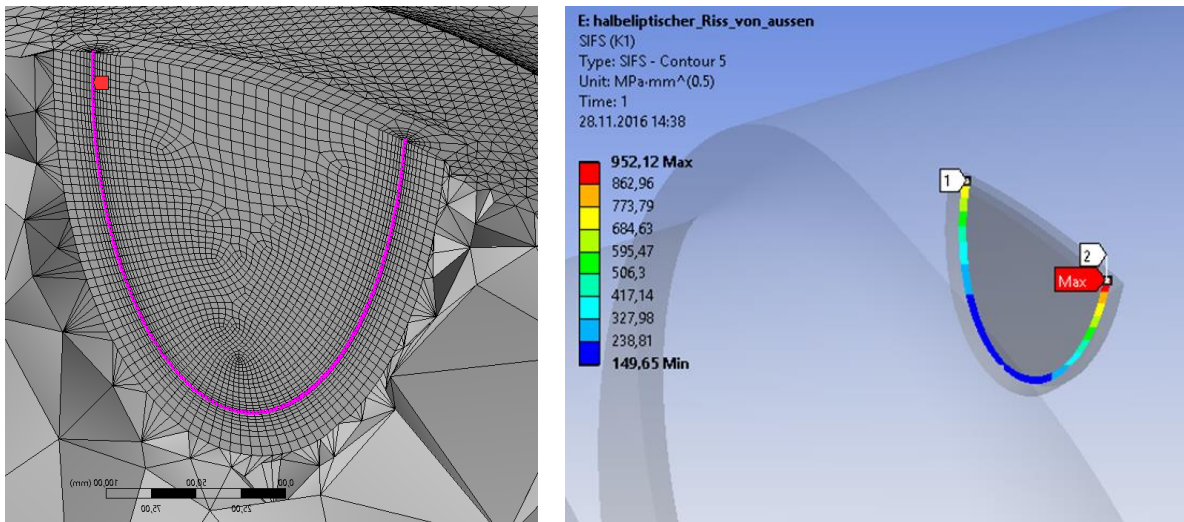


Bild 7: halbelliptischer Riss an der Oberfläche und Spannungsintensitätsfaktor  $K_I$  an der Rissfront des halbelliptischen Risses)

Die Ergebnisse der Simulation wurden in Abhängigkeit von der Risttiefe aufgetragen und durch eine einfache Potenzfunktion approximiert, Bild 8. Somit stand eine angepasste  $K$ -Lösung für die Restlebensdauerberechnung zur Verfügung. Der zyklische Spannungsintensitätsfaktor ergab sich sodann aus der Annahme von  $R = 0$ .

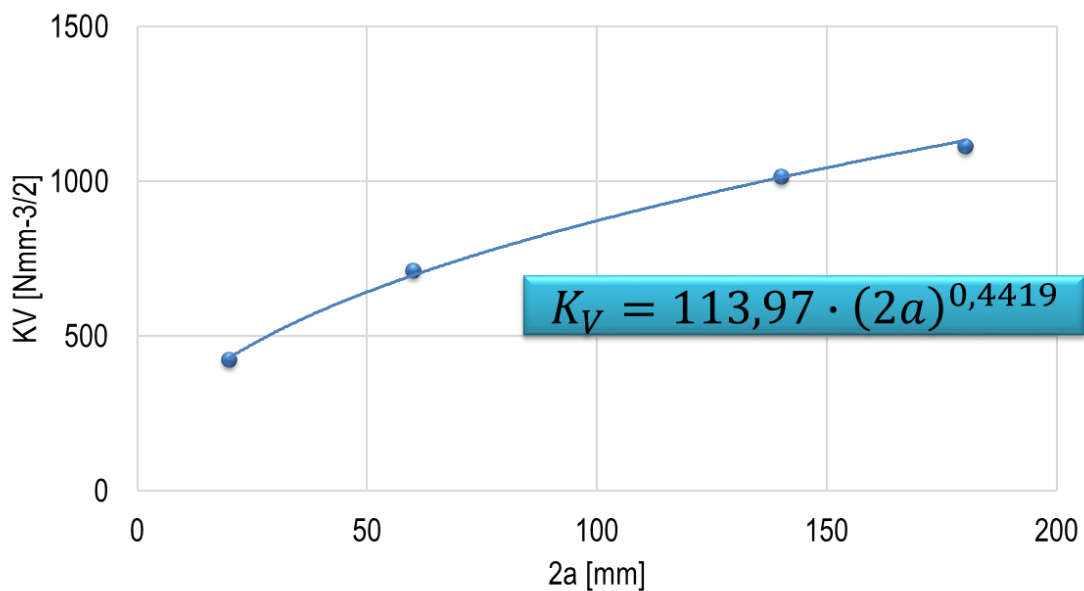


Bild 8: Vergleichsspannungsintensitätsfaktor in Abhängigkeit von der Risttiefe

Die Abschätzung der Restlebensdauer erfolgt zumeist mit einer zyklischen Wachstumskurve. Diese gliedert sich in die drei Bereiche:

Bereich 1: bei Überschreitung des Schwellenwertes beginnt ein Riss zu wachsen.

Bereich 2: Rissfortschritt entsprechend der Parisgleichung

Bereich 3: unkontrolliertes starkes Wachstum bis zum Bruch

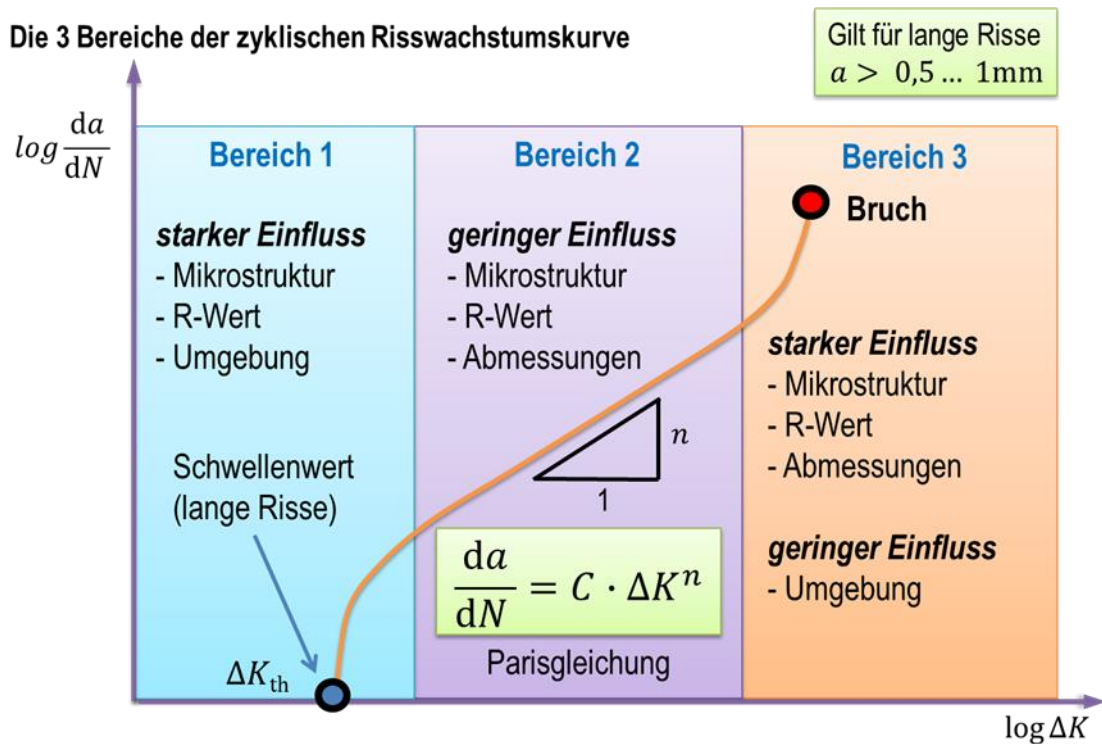


Bild 9: Die drei Bereiche der zyklischen Risswachstumskurve

Für die Restlebensdauerberechnung der betrachteten Königswelle wurde das Nasgromodell eines Baustahles nach [2] verwendet, Bild 10. Die Parameter der Risswachstumskurve wurden entsprechend der Werkstoffeigenschaften (sprödes Versagen) mit Faktoren variiert um eine Information zur Streuung zu bekommen [3]. Zum Vergleich wurde die Parisgleichung für die Risswachstumskurve eines Baustahls genutzt. Die statistische Variation erfolgte hier über die Vorfaktoren für C für den Bereich 2, Bild 10.



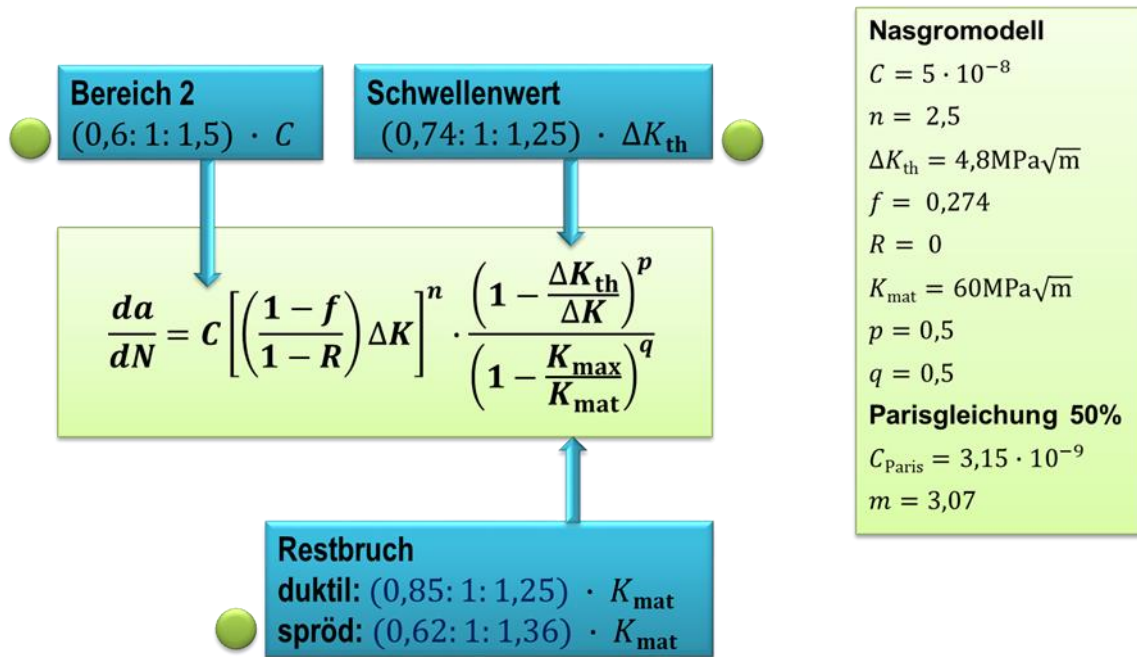


Bild 10: Statistisches Risswachstumsmodell

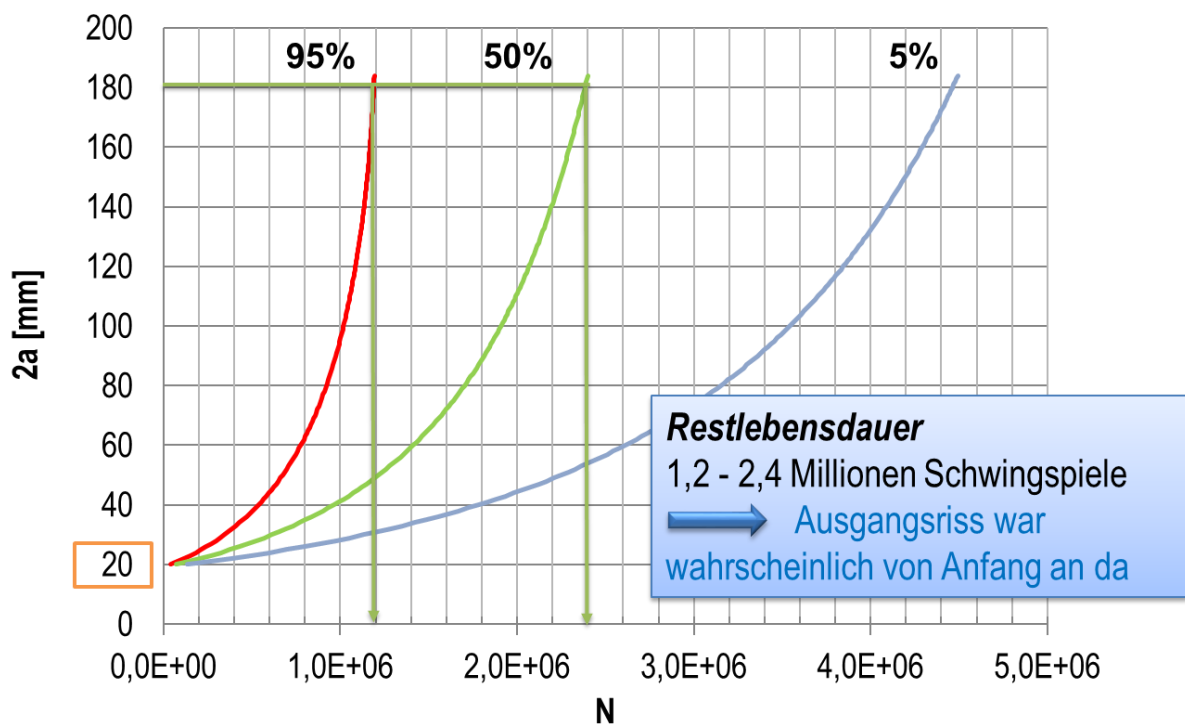


Bild 11: Restlebensdauer Nasgromodell Startrissstiefe 2a = 20 mm

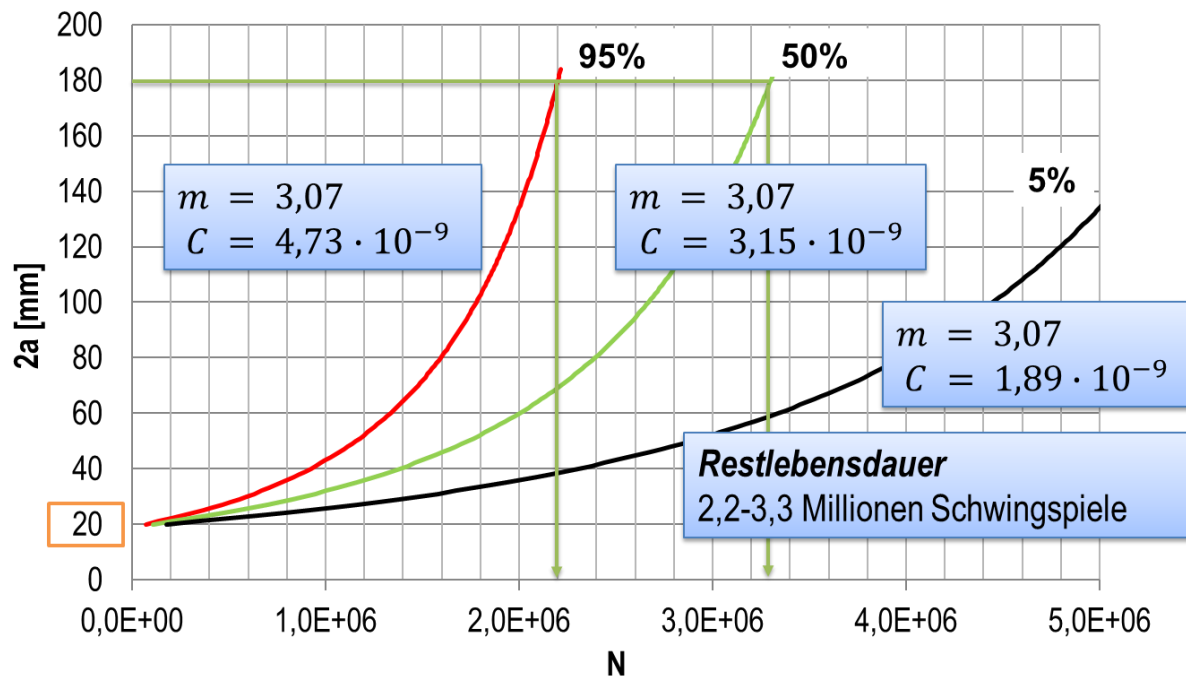


Bild 12: Restlebensdauer Parismodell Starttristiefe  $2a = 20$  mm

## Schlussfolgerungen

Die Berechnungen zeigen, dass ein Startriss mit etwa 20 mm Durchmesser zu einem Versagen nach etwa 1 bis 2 Millionen Schwingspielen führen kann. Die Berechnungen mit der Parisgleichung führen zu, um den Faktor 2 höheren Lebensdauerwerten. Bekannt ist, dass die Presse 20 Jahre in Betrieb war. Aus den Aufzeichnungen des Betriebes über die letzten 1,5 Jahre folgt, dass pro Minute 3 Schwingspiele erreicht wurden. Bei 1000 Betriebsstunden im Jahr sind dies 180.000 Schwingspiele im Jahr. Hochgerechnet auf die 20 Jahre Betriebsdauer ergeben sich insgesamt 3,6 Millionen Schwingspiele, was durch die Berechnungen hinreichend abgebildet wird. Offenbar war der Bruch durch ein Fertigungsproblem ausgelöst worden.

Die bruchmechanische Analyse zeigt, dass trotz sehr überschaubarer Datenlage, der Schadensablauf rekonstruierbar war.

## Literatur

- [2] H. A Richard: Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis bei Mixed-Mode-Beanspruchung von Rissen. DVM Bericht 235 Bruchvorgänge, 2003
- [3] NASGRO (2000): Fatigue Crack Growth Computer Program „NASGRO“, Version 3. NASA, L.B. Johnson Space Centre, Houston, Texas. JSC-22267B.
- [4] P. Hübner, G. Pusch, U. Zerbst: Ableitung von Quantilrisswachstumskurven für Restlebensdauerberechnungen DVM-Bericht 236 Fortschritte der Bruch- und Schädigungsmechanik, 2004